

ТЕОРИЯ РАБОТЫ РОТОРНОЙ ТУРБИНЫ

Гречихин Л.И., доктор физико-математических наук

Куць Н.Г., кандидат технических наук

Нарушевич М. А.

Рассмотрена работа роторной турбины, у которой лопатки заменены на вращающиеся роторы. Разработана молекулярно-кинетическая теория работы роторной турбины. Установлена развиваемая мощность двигателя заданной конструкции и получены коэффициенты полезного действия таких устройств.

The work of the turbine rotor, in which the blades are replaced by rotating rotors. Developed a molecular-kinetic theory of turbine rotor. Installed capacity of the engine being developed by a given design and obtained efficiencies of such devices.

Постановка проблемы. Турбина – это устройство, предназначенное для превращения движущегося газа или жидкости в механическую работу. Турбина представляет собой набор лопастей, расположенных по радиусу относительно оси вращения, как это показано на рис. 1.

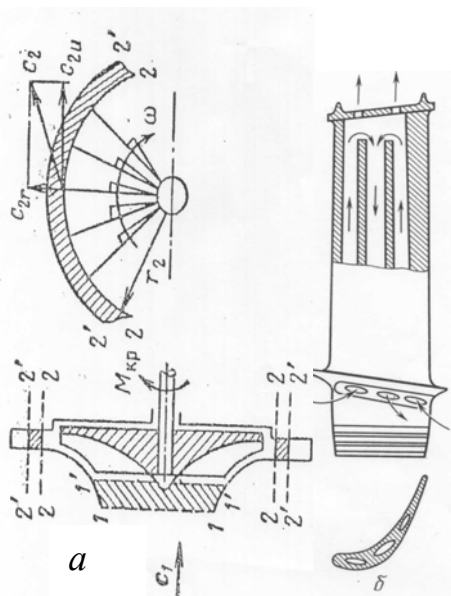


Рис. 1. Принципиальная схема:
а – турбины, б – отдельной лопатки турбины

Для турбовентиляторных и турбореактивных двигателей турбины являются основным элементом, который обеспечивает работу двигателя. В конечном итоге турбина превращает тепловую энергию движущегося газа в механическую энергию. Количество лопаток турбины увязано с ее частотой вращения. Чтобы нормально работала турбина необходимо обеспечить условие: время взаимодействия возмущенного потока лопастью турбины (τ_x) должно быть меньше времени прихода следующей ее лопасти в точку, в которой произошло взаимодействие невозмущенной среды с лобовой поверхностью предыдущей лопасти (τ_y). Это значит, что $\tau_x < \tau_y$. Эти времена определяются следующим образом:

$$\tau_x = \frac{l_{x,\max}}{v_{B,z}}; \quad \tau_y = \frac{1}{nK}, \quad (1)$$

$l_{x,\max}$ – максимальная ширина отдельной лопасти, n и K – частота вращения и число отдельных лопастей соответственно, $v_{B,z}$ – линейная скорость вращения лопасти на удалении z от оси вращения.

Следовательно, взаимодействие с движущимся газом в канале турбины происходит не со всей ометаемой поверхностью. При этом необходимо независимым способом создать поток нагретого газа по каналу турбины в одном из направлений. Это настолько усложняет конструкцию, что в конечном итоге падает эффективность работы такой турбины и ее коэффициент полезного действия.

Анализ публикаций. В работе [1] четко обозначены основные способы увеличения коэффициента полезного действия различных тепловых машин, а в работах [2,3] систематизированы различные типы тепловых преобразователей энергии и проведен анализ возможных направлений повышения эффективности работы различных тепловых двигателей. Показано, что в случае применения в турбокомпрессорных и турбореактивных двигателях применение роторной турбины позволит повысить эффективность работы таких двигателей.

Цель и задания: создать такую турбину, которая использовала бы всю ометаемую поверхность без создания потока газа и не в одном из направлений движения, а в нескольких направлениях. Поставленная цель потребовала решить следующие задачи:

- разработать конструкцию такой турбины, которая бы работала в стационарных условиях обычного увеличения давления газа;
- расположение лопаток турбины не должно быть жестко связано с осью механического вращения вала турбины;
- охлаждение лопаток турбины должно осуществляться одновременно с ее работой;
- конструктивное расположение лопаток турбины должно обеспечить съем энергии не с одного направления движения, а из двух направлений.

Основная часть. Конструкция, которая удовлетворяет в какой-то мере поставленной цели, показана на рис. 2.

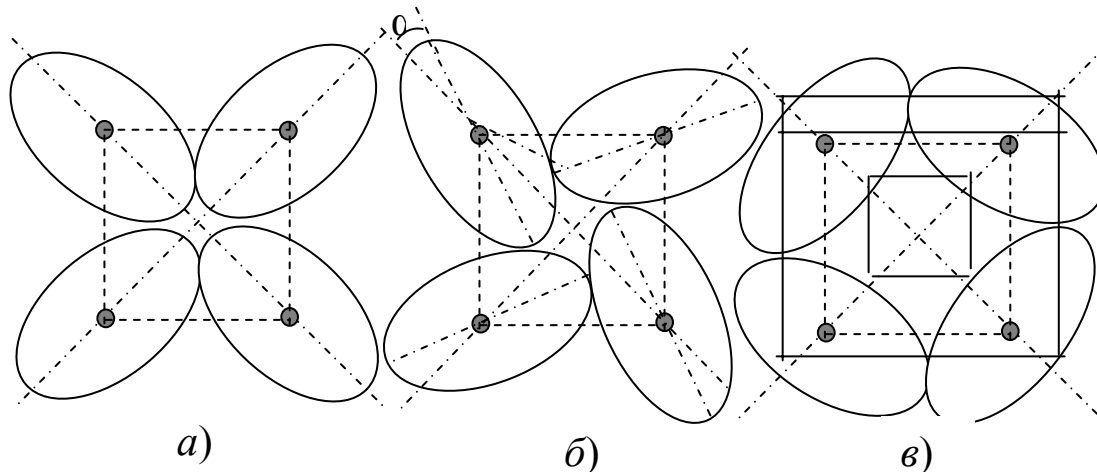


Рис. 2. Лопасты турбины и их расположение друг относительно друга:
а – минимальный объем между ними; *б* – промежуточное расположение, *в* – максимальный объем между ними

Эллипсоидальные цилиндры сформированы двумя противоположными дугами малого радиуса (r_1) и двумя противоположными дугами большого радиуса (r_2). Дуга малого радиуса обрамляет сектор с углом раскрытия $\pi/2$. Радиус r_2 подбирается так, чтобы он был равен двум малым осям эллипса, а по отношению к двум большим осям эллипса составлял 0,63804. Радиус r_1 находится по значению $y_{45} = \sqrt{r_2^2 - x^2}$, когда тангенс угла наклона составляет 45° . Тогда $r_1 = y_{45} / \sin 45^\circ$. При повороте эллипсоидальные цилиндры своими малыми радиусами должны скользить по большому радиусу. Это можно обеспечить при соотношении большого радиуса к расстоянию от центра эллипса до центра симметрии расположения эллипсоидальных цилиндров равным 1,12.

Следовательно, расстояние до центра симметрии расположения четырех эллипсоидальных цилиндров равно $l = r_2 / 1,12$. Отсюда расстояние между центрами должно составлять $L = \sqrt{2}r_2 / 1,12 + \Delta l$. Здесь Δl введено для учета расширения цилиндров при их разогреве. Обычно достаточно обеспечить $\Delta l \sim 0,2526\% \sqrt{2}r_2 / 1,12$.

При симметричном расположении, как это показано на рис. 2 *а* и *в*, внутреннее давление на цилиндры со стороны моментов сил не создает, а в промежуточном положении (рис. 2 *б*) возникает крутящий момент силы одновременно на все цилиндры одинаковой величины в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Давление в соответствии с законом Паскаля действует во всех направлениях одинаково перпендикулярно поверхности.

Когда каждый цилиндр повернется на угол α относительно диагонали, то эллипсоидальный цилиндр откроется на угол 2α и возникнет дисбаланс моментов сил справа и слева. При угле отклонения эллипсоидального цилиндра на угол $\pi/4$ возникнет максимальный момент силы на каждый цилиндр. При дальнейшем угле разворота цилиндра возникнет противоположный момент силы, и при развороте цилиндра на $\pi/2$ противоположный момент силы полностью скомпенсирует максимальный момент силы, который возникает при угле поворота $\pi/4$. Если проводить аналогию с поршневым ДВС, то при угле разворота большой полуоси эллипсоидального цилиндра 0° соответствует положению поршня в верхней мертвой точке (ВМТ), а при развороте на угол $\pi/2$ – положению поршня в нижней мертвой точке (НМТ).

В положении рис. 2 а свободная площадь

$$S_1 = 4r_1^2 - \pi r_1^2, \quad (2)$$

а в положении рис. 2 в свободная площадь

$$S_2 = C^2 - \pi r_2^2, \quad (3)$$

где $C = L + r_2/\sqrt{2}$.

Умножая полученные свободные площади на высоту эллипсоидального цилиндра, получаем свободные объемы минимальной и максимальной величины.

Объем камеры сгорания выполним таким, чтобы он был равен свободному объему в положении цилиндров рис. 2б. В камеру сгорания нагнетается воздух под давлением $\sim 6 \cdot 1,013 \cdot 10^5$ Па. При высоте цилиндров $h = 60$ мм и $r_2 = 62,72$ мм объем камеры сгорания $V_2 = 1,773 \cdot 10^{-4}$ м³. При температуре 295 К в этом объеме будет содержаться число частиц

$$N = \frac{P}{k_B T} \cdot V = \frac{6 \cdot 1,013 \cdot 10^5}{k_B 295} \cdot 1,773 \cdot 10^{-4} = 2,6458 \cdot 10^{22} \quad (4)$$

Средний расход топлива для двигателя ВАЗ-2101 составляет $m = 1,303 \cdot 10^{-3}$ кг/с [4]. Теплотворную способность можно принять равной $H_u = 10000$ ккал/кг [5]. Если такому количеству топлива обеспечить полное сгорание, то в результате выделится мощность $5,454 \cdot 10^4$ Вт. При частоте вращения эллипсоидальных лопастей турбины 4000 об/мин за один оборот топливо вводится дважды. При полном сжигании топлива выделяемая мощность составит $N_{\text{общ}} = 1,1 \cdot 10^5$ Вт или 148 Л.С. Такая мощность тепла выделяется после полного сгорания топлива. Рассмотрим, как турбина с эллипсоидальными цилиндрическими роторами в качестве лопастей преобразует эту мощность в механическую работу, и выясним, какой коэффициент преобразования при этом реализуется.

В камеру сгорания вентилятор-компрессор нагнетает воздух при давлении ~ 6 атм. За счет адиабатического сжатия воздух нагревается до температуры $T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{(1,4-1)/1,4} \sim 492$ К. Ниже этой температуры корпус и воздух внутри двигателя не охлаждаются. После впрыска топлива в камеру сгорания и его полного сгорания температура возрастет до

$$T_3 = T_2 + \frac{2U}{5k_B N} = 492 + 1790 = 2282\text{К} \quad (5)$$

где $U = \frac{2H_u m}{f} = 1,635 \cdot 10^3$ Дж - дополнительная энергия, приходящаяся на одну частицу воздуха после сгорания топлива; f - частота вращения лопатки ротора.

Давление при температуре T_3 в камере сгорания для выбранной нами конструкции составит $P = \rho k_B T \sim 46,4$ атм. По мере вращения лопаток ротора объем будет возрастать до $V = 2V_2$, где V - результирующий объем, равный удвоенному объему камеры сгорания. Изменение объема со временем происходит практически по линейному закону вида

$$V = V_2 + \Delta V = V_2 + V_1 + 4 f (V_2 - V_1) t, \quad (6)$$

а V_1 и V_2 - свободные объемы по аналогии с поршневым двигателем внутреннего сгорания в верхней и нижней мертвой точках.

Давление внутри ротора в момент соединения с камерой сгорания составит:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \quad (7)$$

где γ - отношение теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме.

Для параметров ротора, рассмотренных выше, давление несколько уменьшится и составит $P_1 = P_{\text{ВМТ}} \sim 42,5$ атм, а температура уменьшится до 2255К. В дальнейшем давление падает со временем не только вследствие адиабатического расширения, но и в результате того, что газ совершает работу за счет своей внутренней энергии, а также вследствие теплообмена со стенками ротора. В соответствии с первым законом термодинамики изменение внутренней энергии смеси

$$\Delta U = -(\Delta A + \Delta Q'), \quad (8)$$

Здесь $\Delta A = 4M(t)\omega \Delta t$, а $M(t)$ - механический момент на валу эллипсоидального цилиндрического ротора, $\omega = 2\pi f$ - круговая частота и $\Delta Q'$ - потери тепла при конвективном теплообмене с конструктивными элементами ротора, т.е. на его разогрев.

На основании (8) температура газа внутри ротора в каждый момент времени t уменьшается на величину:

$$\Delta T = \frac{2(\Delta A + \Delta Q')}{5k_B N} \quad (9)$$

Механическая работа, которую производит нагретый воздух, равна произведению момента силы в момент времени t на угол поворота роторов турбины за время Δt

$$\Delta A = M(t)\omega \Delta t. \quad (10)$$

Давление внутри ротора с учетом совершаемой работы, конвективного теплообмена и адиабатического расширения падает до значения

$$P(t) = n(t)k_B(T(t) - \Delta T) \left(\frac{V(t)}{V(t) + \Delta V} \right)^{\gamma} \quad (11)$$

Здесь изменение давления ΔV в соответствии с (6)

$$\Delta V = 4f(V_2 - V_1)\Delta t \quad (12)$$

В стационарных условиях конвективный теплообмен будет определяться не тем, как происходит разогрев ротора внутренним теплообменом, а как он охлаждается принудительно потоком воздуха, формируемого вентилятором внутри каждого ротора турбины. Температура воздуха внутри вентилятора заведомо меньше температуры стенок роторов турбины. Тогда при упругом столкновении молекул воздуха с кластерами материала турбины будет происходить передача энергии колебания кластеров к воздуху по всей внутренней поверхности ротора, где размещается вентилятор. Коэффициент передачи энергии

$$\Theta = \frac{4m_B M_{\text{кл}}}{(m_B + M_{\text{кл}})^2} \quad (13)$$

где m_B - среднее значение массы молекул воздуха и $M_{\text{кл}}$ - масса молекул кластеров материала роторов турбины.

Воздух вентилятором перекачивается достаточно быстро. Поэтому его разогревом можно пренебречь. В противном случае следует увеличить скорость компрессии. В таком предположении теплоотдача от внутренних стенок роторов турбины к прокачиваемому воздуху составит

$$\Delta Q' = 2\theta n_{\text{кл}} v_{\text{кл}}^2 \cdot S_{\text{вн}} \quad (14)$$

Внутренняя охлаждаемая поверхность роторов турбины применительно к выбранным выше параметрам эллипсоидальных цилиндрических роторов $S_{\text{вн}} = 0,02995 \cdot 0,06 \text{ м}^2$. При интенсивном охлаждении материал роторов турбины можно изготавливать из легких сплавов алюминия. Кластеры алюминия обладают размером 0,858 нм.

Поверхностная плотность кластеров алюминия $n_{кл}=1,36 \cdot 10^{-2}$ [6]. Допустимая скорость разогрева дюралюминия не должна превышать 50% от температуры плавления алюминия 934 К, т.е. ~ 500 К. При таком предположении $\Delta Q' = 1,25 \cdot 10^{-5}$ Дж. Энергия настолько незначительная, что теплообменом с внутренними стенками роторов по сравнению с механической работой, получаемой за счет изменения внутренней энергии газа, и падением температуры вследствие адиабатического расширения можно пренебречь. При известном распределении давления со временем, произведем расчет мощности, действующих на роторы моментов сил в различные моменты времени, и усредним эти значения за период вращения ротора, т.е.

$$w = \frac{1}{T} \int_0^{T/2} M(t) \omega dt \quad (15)$$

Из рис. 26 видно, что интеграл вида (15) следует разбить на четыре области $[0, \tau]$, $[\tau, 2\tau]$, $[2\tau, T/4]$ и $[T/4, T/2 - \tau]$, где интегралы в каждой области представляются в виде

$$\int_0^{\tau} (M_2 - M_1) \omega dt \int_{\tau}^{2\tau} (M_2 + M_1) \omega dt \int_{2\tau}^{\tau/4} M_2 \omega dt M_{max} - \int_{\tau/4}^{T/2 - \tau} M_2 \omega dt \quad (16)$$

Здесь введены следующие обозначения

$$M_1 = n(t) k_B (T - \Delta T) \left(\frac{V}{V + \Delta V} \right)^{\gamma} h L \omega \sin(3\omega t) \{ (L - r_1 (1 - \cos 3\omega)) \}$$

$$M_2 = n(t) k_B (T - \Delta T) \left(\frac{v}{v + \Delta v} \right)^{\gamma} h r_2^2 \omega \sin(\alpha_0 + \omega t) \cos(\alpha_0 + \omega t) / 4 \quad (17)$$

$$\alpha_0 = \arcsin \frac{4 \sin(\pi / 4)}{a - r_1 [1 - \sin(\pi / 4)]}$$

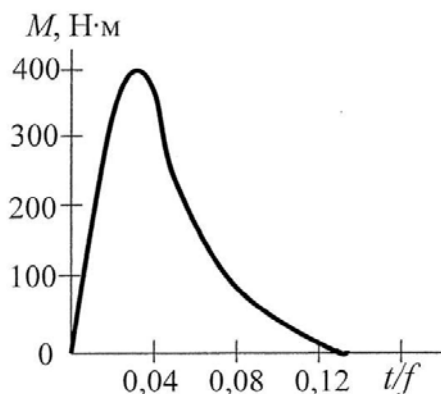


Рис.3. Импульс нагрузки на вал турбины

двигателя при скорости вращения 8000 об/мин воздействует достаточно коротковременно. Развиваемая средняя мощность двигателя, энергетический коэффициент полезного действия, максимальное давление и максимальная температура воздушно-топливной смеси приведены в таблице.

Температурный коэффициент полезного действия постоянен для всех скоростей вращения и составляет 17,7%. Этот коэффициент полезного действия зависит преимущественно от соотношения объемов и поэтому не изменяется с частотой вращения. Максимально возможный коэффициент полезного действия по мощности в такой конструкции двигателя не может превышать 67%. По мере увеличения частоты вращения КПД по мощности возрастает. В рассмотренной конструкции КПД выше по сравнению с поршневыми двигателями. Так для карбюраторных двигателей КПД может

Интегралы (16) находились численно с учетом аппроксимации подынтегральной функции полиномами высших степеней. Результат вычислений действия со временем момента силы для одного ротора, параметры которого рассмотрены выше, представлен на рис. 3. Подоженная горючая смесь на вал турбины двигателя воздействует достаточно короткое время и заканчивается при угле поворота - 47° . Для карбюраторных двигателей импульс давления на поршень заканчивается при угле поворота - $50-60^\circ$, а для дизелей доходит до 80° , т.е. для всех двигателей внутреннего

достигать 25-30%, а для дизелей с турбонаддувом - до 45%¹ [4]. Разделенная камера сгорания позволяет применять различные виды топлива и использовать полностью всю теплотворную его способность.

Таблица 1.

Развиваемая мощность двигателя, коэффициенты полезного действия максимальное давление и максимальная температура топливо-воздушной смеси от частоты вращения ротора

Параметры	Скорость вращения роторов, об/мин					
	2000	4000	6000	8000	10000	12000
Мощность, Л.С.	47,1	52,7	58,3	63,9	69,5	75,0
КПД по мощности, %	32	35	39	43	47	50
P_{max} АТМ	76	43	31	26	22	20
T_{max} , К	4030	2250	1660	1370	1190	1070

Рассмотренный тип двигателя является высокоскоростным. Если обеспечить постоянную скорость подачи топлива, то при низких скоростях вращения в камере сгорания возникают настолько высокие температуры и давления, что могут реализоваться взрывные процессы вследствие возникновения детонационного горения. Из таблицы следует, что при высоких скоростях вращения в камеру сгорания впрыскивается сравнительно малая порция используемого топлива и при этом температура и давление падают, но средняя развиваемая мощность двигателя возрастает, а возникающие низкие температуры не способствуют образованию оксидов азота, что не ухудшает окружающую экологию.

Заключение. Рассмотренная конструкция двигателя роторного типа по своей конструкции близка к двигателю Ванкеля. Существенное отличие заключается в применении разделенной камеры сгорания и особой конструкции турбины, где в качестве лопаток используются роторы специальной конструкции, что позволяет применять различные виды углеводородных топлив (твердые, жидкие и газообразные) с полным их сгоранием. Кроме этого лопатки турбины совмещены с вентилятором-компрессором, что позволяет интенсивно их охлаждать и для их изготовления применять легкие металлические сплавы с малой температурой плавления вместо жаропрочных сплавов.

Литература

1. Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Современная энергетика. Пути и методы развития и применение на транспорте. // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство». - Луцьк: ЛНТУ, 2010. С. 162-165.
2. Лапцевич А.А., Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Энергетическая база беспилотных летательных аппаратов. / Международный научно-технический журнал «Энергетика» Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ - Мн.: БНТУ. 2011. № 3 С. 64-77
3. Лапцевич А.А., Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Энергетическая база беспилотных летательных аппаратов. /Матеріали ХІ Міжнародної науково-технічної конференції «АВІА-2011». - Т 2 . -Київ: НАУ, 2011. С. П 41 - Н Н<
4. Гречихин Л. И. Двигатели внутреннего сгорания. Физические основы технической диагностики и оптимального управления. - Мн.: Навука і тэхшка, 1995. - 270 с.
5. Мадорский Я. Ю., Герасименко В. Ф., Максимов А. Я. и др. Теория авиационных двигателей. Ч. 1. Термодинамика и газовая динамика. - М.: Изд. МО СССР, 1969. - 255 с.
6. Гречихин Л.И. Наночастицы и нанотехнологии. - Мн.: ООО «Право и экономика», 2008. - 406 с.